

BUNDESREPUBLIK DEUTSCHLAND

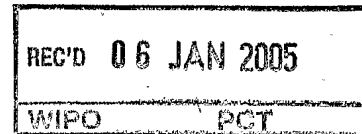
EP04112642



PRIORITY DOCUMENT

SUBMITTED OR TRANSMITTED IN
COMPLIANCE WITH RULE 17.1(a) OR (b)

Prioritätsbescheinigung über die Einreichung einer Patentanmeldung



Aktenzeichen:

103 58 486.2

Anmeldetag:

09. Dezember 2003

Anmelder/Inhaber:

Hydac System GmbH, 66280 Sulzbach/DE

Bezeichnung:

Vorrichtung zum Antrieb bewegbarer mechanischer
Komponenten

IPC:

F 03 D 1/00

Die angehefteten Stücke sind eine richtige und genaue Wiedergabe der ur-
sprünglichen Unterlagen dieser Patentanmeldung.

München, den 17. November 2004
Deutsches Patent- und Markenamt
Der Präsident
Im Auftrag

Stanschus

17. November 2003

Hydac System GmbH, Industriegebiet, 66280 Sulzbach/Saar

Vorrichtung zum Antrieb bewegbarer mechanischer Komponenten

Die Erfindung betrifft eine Vorrichtung zum Antrieb bewegbarer mechanischer Komponenten, von denen mindestens zwei in Wirkverbindung derart miteinander stehen, dass mittels der einen Komponente die andere Komponente antreibbar ist, wobei zwischen den genannten beiden Komponenten ein Spiel besteht.

Gattungsgemäße Vorrichtungen wie sie auf dem Markt in einer Vielzahl von Ausführungsformen erhältlich sind, sind unter anderem als Drehantriebe konzipiert, zwecks drehender oder schwenkender Einstellung einer Arbeitsgerätschaft in Bezug auf eine definierte Arbeitsrichtung. Häufig kommen dabei mechanische Komponenten oder Maschinenelemente zum Einsatz, in der Art von Zahnkranz und Ritzel zur Übertragung von Antriebsleistungen für den vorstehend genannten Dreh- oder Schwenkvorgang, wobei sich dahingehende Zahnradantriebe besonders dann gut eignen, wenn große Übersetzungsverhältnisse zu realisieren sind. Bei dieser bewährten Antriebstechnik lassen sich Verluste bei der Energie- oder Kraftübertragung gering halten und eine große wirtschaftliche Bedeutung haben dahingehende Antriebe bei Kränen und Baggern erhalten, sowie in jüngster Zeit innerhalb von sogenannten Azimutantrieben bei Windenergieanlagen, wobei Teile des Azimutantriebes dem Schwenken des Rotorkopfes mit seinen Ro-

torblättern dienen, um dergestalt wechselnden Windrichtungen nachzufolgen, um mittels der Windenergieanlage optimal die Windkraft an den Rotorblättern ausnutzen zu können.

- 5 Bei den genannten Zahnradlösungen kommt es regelmäßig zu einem Spiel zwischen den Zähnen der Zahnkränze, was zum einen zu Ungenauigkeiten führt im Rahmen der anstehenden Einstellbewegungen mit dem Dreh- oder Schwenkantrieb und zum anderen kommt es bei häufigen Lastwechseln bedingt durch das Spiel zu einer sehr hohen Beanspruchung an den Zähnen
- 10 des Zahnradtriebes mit der Folge, dass durch „Ausschlagen“ der Zähne das Spiel sich noch vergrößert oder gar zu einem Abbrechen einzelner Zähne des Zahnradtriebes führt. Hierbei ist auch zu berücksichtigen, dass solche Dreh- oder Schwenkantriebe nicht nur durch gesteuerte oder geregelte Bewegungsabläufe belastet sind –also durch konstante Lasten oder Beschleunigungen und Verzögerungen im gewünschten Bewegungsablauf- sondern
- 15 auch durch dynamische äußere Lasten. Insbesondere bei Windenergieanlagen treten durch böige Winde und wechselnde Belastungen der Rotorblätter stark wechselnde Drehmomentbelastungen in den Azimutantrieben auf, und insbesondere bei hohen Windgeschwindigkeiten und Böen werden
- 20 Spitzenwerte erreicht, die ein Vielfaches des stationären Lastmomentes betragen, das ansonsten zur Einstellung der Rotorachsrichtung erforderlich ist, und für die die jeweilige Antriebsvorrichtung ausgelegt ist. Neben den bereits genannten Beschädigungen kann es darüber hinaus dazu kommen, dass Lagerkupplungen, Wellen und andere im Antriebsstrang liegende
- 25 Komponenten zu Schaden kommen, was zum gesamten Ausfall des Dreh- oder Schwenkantriebes führt, weil insbesondere im Bereich von Windkraftanlagen die Wechselmomente innerhalb des Spiels zum Voreilen und anschließenden Zurückschlagen der bewegbaren Komponenten innerhalb des Antriebsstranges anregen.

Das Spiel im Antriebsstrang läßt sich dem Grunde nach nicht vermeiden und wird im übrigen als notwendiges Zahnflankenspiel zwischen Zahnkranz und Ritzel benötigt sowie im Getriebe, aber auch als Kupplungsspiel
5 in den Kupplungen des Dreh- oder Schwenkantriebes, um dergestalt überhaupt die Funktion im Betrieb sicherstellen zu können.

Insbesondere dann, wenn bei der bekannten Lösung mehrere Antriebe parallel auf einen Zahnkranz einwirken, besteht die Gefahr, dass einzelne Antriebe durch den dahingehenden separaten Kontakt überlastet werden. Der
10 Grund hierfür liegt in der Auslegung des Antriebes, da man bei dieser Antriebskonzeption davon ausgeht, dass sich die Gesamtbelastung bei mehreren Antrieben gleichmäßig auf alle verteilt. Das Spiel kann aber als zufällig sich einstellende Größe bei einem dieser Antriebe aufgehoben sein, bei
15 dem anderen aber im gleichen Augenblick den maximal möglichen Wert angenommen haben. Bei einem dann erfolgenden Laststoß wird der Antrieb der momentan spielfrei verbunden ist, innerhalb seiner Drehsteife das Gesamtdrehmoment aufzunehmen haben, ehe auch bei dem anderen die Last zum Tragen kommt. Wenn alle Antriebe von Beginn an spielfrei im Eingriff
20 ständen, käme es auch insoweit stets zu einer gleichmäßigen Lastverteilung.

Bei den heute zum Einsatz kommenden modernen Azimutantrieben versucht man das genannte Spiel im Antriebsstrang dadurch zu beseitigen, dass die zum Stillsetzen des Dreh- oder Schwenkantriebes vorgesehenen me-
25 chanischen Bremsen während eines Einstellvorganges nicht vollständig geöffnet werden, sondern mit einem vorgebbaren Bremsmoment schleifend an einem Teil der bewegbaren Komponenten des Antriebes angreifen, wobei das dahingehende Bremsmoment so hoch sein muß, dass Wechselmomentspitzen nicht zu einer Aufhebung der Spielfreiheit führen können. Dies

wiederum bedingt eine deutlich überdimensionierte Antriebsleistung für den Antriebsstrang und am Ende wird die dahingehende Antriebsleistung dann in der Bremse vernichtet, was zu einem erheblichen Verschleiß der Bremse und mithin zu hohen Betriebskosten führt.

5

Ausgehend von diesem Stand der Technik liegt der Erfindung die Aufgabe zugrunde unter Beibehalten der Vorteile für die bekannten Vorrichtungen diese dahingehend weiter zu verbessern, dass eine Lösung geschaffen ist mit der das Spiel im Antriebsstrang beseitigbar ist, ohne dass dies zu Verschleiß an Anlagenteilen führt, und damit in Verbindung stehender Betriebs- und Wartungskosten. Eine dahingehende Aufgabe löst eine Vorrichtung mit den Merkmalen des Patentanspruches 1 in seiner Gesamtheit.

10

Dadurch, dass gemäß dem kennzeichnenden Teil des Patentanspruches 1
15 mittels einer hydraulischen Einrichtung zumindest die beiden in Wirkverbindung miteinander stehenden Komponenten derart gegeneinander bewegt oder verspannt sind, dass das vorhandene Spiel zwischen diesen Komponenten beseitigbar ist, sind die mechanischen Bremseinrichtungen im Stand der Technik durch eine hydraulische Vorspanneinrichtung ersetzt,
20 die verschleißfrei arbeitet und somit keine erhöhten Wartungs- und Montagekosten hervorruft. Da die hydraulische Einrichtung auf die Wirkverbindung zwischen den bewegbaren mechanischen Komponenten an deren Schnittstelle entsprechend einwirkt, ist an der Stelle des Wirkeingriffes das Antriebsspiel vollständig beseitigt und bei beseitigtem Spiel läßt sich über
25 die hydraulische Einrichtung eine zusätzliche Antriebskraft oder Antriebsmoment aufbringen, dass dann hilft die im spielfreien Zustand miteinander befindlichen Komponenten, vorzugsweise für den Erhalt einer Dreh- oder Schwenkbewegung anzutreiben.

Die erfindungsgemäße Lösung braucht nicht auf den Einsatz von Dreh- oder Schwenkantrieben beschränkt zu sein, sondern läßt sich überall dort sinnfäll-
lig einsetzen auch im Bereich linearer Bewegungen, wo mechanische
Komponenten mit einem ansonsten vorhandenen Spiel miteinander in
5 Wirkverbindung stehen.

Bei einer bevorzugten Ausführungsform der erfindungsgemäßen Vorrich-
tung ist die eine mechanische Komponente ein zumindest teilweise mit ei-
nem Antriebszahnkranz versehenes Abtriebsrad, wobei die jeweilige andere
10 Komponente ein Antriebsrad ist, das zumindest teilweise mit einem Ab-
triebszahnkranz versehen ist. Vorzugsweise ist dabei an gegenüberliegen-
den Seiten des Abtriebrades jeweils ein Antriebsrad angeordnet, die in ge-
genläufiger Drehrichtung zueinander mit ihren Teilen an Abtriebszahnkrän-
zen in Eingriff sind mit Teilen des Antriebszahnkranzes des Abtriebrades.
15 Auf diese Art und Weise läßt sich unabhängig von der Drehrichtung des
Abtriebrades die Vorspannung zwischen den bewegbaren Komponenten
über die hydraulische Einrichtung erreichen, so dass in jedem Betriebszu-
stand der Vorrichtung das angesprochene Spiel beseitigt ist.

20 Vorzugsweise ist dabei des weiteren vorgesehen, dass die hydraulische Ein-
richtung eine erste Pumpe in der Art einer Speisepumpe aufweist, die mit
einem vorgebbaren Speisedruck Teile eines hydraulischen Kreises vor-
spannt, an dem mindestens ein Hydromotor angeschlossen ist, der in Wirk-
verbindung mit der ihm zuordenbaren mechanischen Komponente steht.
25 Vorzugsweise kommt dabei weiter für jedes Antriebsrad ein eigener Hy-
dromotor zum Einsatz. Vorzugsweise besitzen dabei die Hydromotoren ein
gleiches Schluckvolumen pro Umdrehung, so dass sie unter gleichem Vor-
spanndruck ein gleich hohes Drehmoment erzeugen können. Diese
Drehmomente erzeugen aber keine Drehbewegung für das Abtriebsrad,

weil die Anordnung so gewählt ist, dass die aufgebrachten Drehmomente gegenseitig auf die zuordenbaren Teile des Antriebszahnkranzes des Abtriebsrades einwirken und sich insoweit gegenseitig aufheben. Auf diese Art und Weise wird der gesamte Antriebsstrang in beiden Drehrichtungen des Abtriebsrades vorgespannt und insoweit wird das Spiel in den in Eingriff befindlichen Verzahnungen oder in gegebenenfalls eingesetzten Kupplungen aufgehoben.

Sofern bei einer bevorzugten Ausführungsform der erfindungsgemäßen Vorrichtung neben der ersten Pumpe in Form der Speisepumpe eine weitere zweite Pumpe in der Art einer Förder- oder Antriebspumpe in den hydraulischen Kreis geschaltet ist, die mit einem einstellbaren Förderstrom an Fluid dem Antrieb der mechanischen Komponenten dient, ist es möglich mit der dahingehenden weiteren zweiten Pumpe die Wirkung der ersten Pumpe oder Speisepumpe dahingehend zu überlagern, dass diese die Spielfreiheit weiter aufrechterhält und dergestalt ein Antriebsmoment auf das Abtriebsrad aufbringt, um dieses entsprechend schwenkend oder drehend anzutreiben.

Bei einer weiteren besonders bevorzugten Ausführungsform der erfindungsgemäßen Vorrichtung ist zwischen den beiden Hydromotoren in den hydraulischen Kreis ein Schaltventil eingebracht, das mittels einer Anschlußstelle über ein Druckbegrenzungsventil an den Tank anschließbar ist. Vorzugsweise ist dabei des weiteren vorgesehen, dass das Schaltventil mittels einer weiteren Anschlußstelle an ein weiteres Druckbegrenzungsventil anschließbar ist, dessen Einstelldruck höher ist als der Einstelldruck des ersten Druckbegrenzungsventiles und dass die beiden Anschlußstellen auf gegenüberliegenden Seiten des Schaltventiles im hydraulischen Kreis angeordnet sind. Mit der dahingehenden Anordnung läßt sich in der einen Schaltstel-

- lung des Schaltventiles eine Art Spülung von hydraulikführenden Teilen der Vorrichtung erreichen, so dass nicht befürchtet werden muss, dass ansonsten bei längerem Stillstandsbetrieb der Vorrichtung fluidführende Komponenten mit Verschmutzungsanteilen oder dergleichen verstopfen könnten,
- 5 was gegebenenfalls zum Ausfall der gesamten Vorrichtung führen würde, und im übrigen lässt sich dergestalt über die beiden Druckbegrenzungsventile auf gegenüberliegenden Seiten des Schaltventiles erreichen, dass bei Auftreten von Höchstlastspitzen beide Hydromotoren gleichsinnig einem vorgebbaren Maximaldruck aussetzbar sind und somit Wechselmomente in
- 10 doppelter Größe aufnehmen können bis zum Maximaldruck, bei dessen Überschreiten sich das System in Richtung des Tanks hin immer insoweit entspannt, dass der maximal für den Betrieb der Hydromotoren vorgegebene Systemdruck keinesfalls überschritten wird.
- 15 Bei einer weiteren bevorzugten Ausführungsform der erfindungsgemäßen Vorrichtung kann vorgesehen sein, dass die hydraulische Einrichtung mittels einer externen Druckversorgung und/oder mit mindestens einem intern angeschlossenen Hydrospeicher des hydraulischen Kreises mit Druckmedium eines vorgebbaren Druckes versorgbar ist. Hiermit lässt sich zum einen in
- 20 Notsituationen extern die Druckversorgung der Vorrichtung sicherstellen, und im übrigen benötigt man insbesondere für die erste Pumpe oder Speisepumpe nur geringe Fördervolumina, wenn diese beispielsweise bei Stillstandszeiten der Vorrichtung Medium unter Druck in den jeweiligen Hydrospeicher einbringt, von dem aus die derart eingespeicherte Energie je-
- 25 derzeit abrufbar ist, sofern der hydraulische Kreis die dahingehende Mehrleistung einfordert.

Im folgenden wird die erfindungsgemäße Vorrichtung anhand der Zeichnung näher erläutert. Dabei zeigen in prinzipieller und nicht maßstäblicher Darstellung in der Art von Schalt- oder Hydraulikplänen die

5 Fig. 1 eine im Stand der Technik bekannte hydraulische Vorrichtung,

Fig. 2 eine im Stand der Technik bekannte elektromechanische Einrichtung,

10

Fig. 3 bis 5 verschiedene Ausführungsbeispiele der erfindungsgemäßen Vorrichtung,

15

Fig. 6 u. 7 Prinzipdarstellungen bezogen auf eine dezentrale und eine zentrale Einspeisung,

Fig. 8 ein weiteres Ausführungsbeispiel der erfindungsgemäßen Vorrichtung mit einem Aufbau vergleichbar der Lösung nach der Fig. 4 aber mit zentraler Hochdruckeinspeisung.

20

Die Fig. 1 zeigt eine bekannte Vorrichtung zum Antrieb bewegbarer mechanischer Komponenten 10; 12a, b, c, von denen mindestens zwei 10; 12a, b, c in Wirkverbindung derart miteinander stehen, dass mittels der einen Komponente 12a, b, c die andere Komponente 10 antreibbar ist, wobei
25 zwischen den genannten beiden Komponenten 10; 12a, b, c ein Spiel besteht. Mittels einer als Ganzes mit 14 bezeichneten hydraulischen Einrichtung wird der in der Fig. 1 gezeigte Dreh- oder Schwenkantrieb betätigt. Die von einem Antriebsmotor 16 antreibbare Hydropumpe 18 erzeugt einen Fluidförderstrom, vorzugsweise mit einem Hydraulikmedium, der über

ein Drehrichtungsventil 20 in der Art eines 4/3-Wegeventiles zu dem jeweiligen Hydromotor 22a, b, c geleitet wird, sobald das Drehrichtungsventil 20 aus seiner in der Fig. 1 dargestellten Mittelstellung bewegt wird, wobei in der einen weiteren Schaltstellung des Ventiles die Hydromotoren 22, a, b, c in die eine Richtung drehen und in der anderen weiteren Schaltstellung in die andere Richtung. Die gezeigten Hydromotoren sind insoweit innerhalb des hydraulischen Kreises der hydraulischen Einrichtung 14 in paralleler Anordnung geschaltet. Das in der Fig. 1 mit 24 bezeichnete Primärdruckbegrenzungsventil schützt dabei die Hydropumpe 18 vor Überlastung. Bei der in der Fig. 1 gezeigten Mittelstellung des Drehrichtungsventiles 20 schützen hingegen die beiden Sekundärbegrenzungsventile 26 die Hydromotoren 22a, b, c vor Überlastung und begrenzen die Lastmomente, die von der mechanischen Komponente 10 rückwirkend über die mechanischen Komponenten 12a, b, c und zuordenbaren Kupplungen 28a, b, c auf die Hydromotoren 22a, b, c einwirken. Zwei beidseitig zu der mechanischen Komponente 10 angeordnete Bremseinrichtungen 30 können die Bewegung der mechanischen Komponente 10 in den möglichen mit Doppelpfeil 32 angegebenen Bewegungsrichtungen abbremsen, und bei Stillstand auch in der angefahrenen Position entsprechend stationär halten.

Gemäß der Darstellung nach der Fig. 1 ist die eine mechanische Komponente 10 ein zumindest teilweise mit einem Antriebszahnkranz 34 versehenes Abtriebsrad 36, wobei die jeweilige andere Komponente 12a, b, c ein Antriebsrad 38 ist, das außenumfangseitig mit einem Abtriebszahnkranz 40 versehen ist. Somit ist an gegenüberliegenden Seiten des Abtriebsrades 36 jeweils ein Antriebsrad 38 –insgesamt 3 Stück- angeordnet, die in gegenläufiger Drehrichtung zueinander mit ihren Teilen an Abtriebszahnkränzen 40 in Eingriff sind mit Teilen des Antriebszahnkranzes 34 des Abtriebsrades 36. Der einfacheren Darstellung wegen wurden die einzelnen Zähne der Zahn-

kränze 34, 40 weggelassen; diese stehen aber wie üblich bei Zahnradantrieben miteinander in kämmender Wirkverbindung. Bei der bekannten, in der Fig. 1 gezeigten Lösung, können nun die Bremseinrichtungen 30 ständig in Wirkkontakt bleiben, mit dem Abtriebsrad 36 und dergestalt schleifend auf das Abtriebsrad 36 einwirken. Ein etwaig vorhandenes Spiel wird dann insoweit zwischen dem Abtriebsrad 36 und den Antriebsrädern 38 vermieden, und für die eigentliche Antriebsbewegung kann die Hydropumpe 18 das dahingehende Bremsmoment überwinden, und über die Hydromotoren 22 a, b, c und die jeweiligen Antriebsräder 38 das Abtriebsrad 36 längs den Dreh- oder Schwenkrichtungen nach dem Doppelpfeil 32 antreiben.

Sofern im folgenden vergleichbare Komponenten verwendet sind, wie für die im Stand der Technik nachweisbare Lösung nach der Fig. 1 bereits beschrieben, werden insoweit für dieselben Bauteile und Komponenten auch dieselben Bezugszeichen eingesetzt, und das bisher Gesagte gilt insoweit dann auch für die Ausführungsformen nach den nachfolgenden Figuren. Die Fig. 2 betrifft wiederum eine Lösung im Stand der Technik, und betrifft ebenso einen Dreh- oder Schwenkantrieb wie die Lösung nach der Fig. 1. Bei der bekannten Lösung nach der Fig. 2 wird jedoch eine elektromechanische Leistungsübertragungslösung gewählt, wobei anstelle der Hydropumpe 18 zwei Elektromotoren 16 treten. Zur Reduzierung der Abtriebsgeschwindigkeit ist zwischen dem jeweiligen Elektromotor 16 und dem zuzuordnenden Antriebsrad 38 ein zusätzliches Getriebe 42 geschaltet, das als Zahnradgetriebe ausgeführt ist. Das dahingehend mechanische Getriebe 42 weist oftmals eine zusätzliche Haltebremse 30 auf, deren Haltemoment durch das Getriebe 42 übersetzt auf die Räder 36, 38 einwirkt; allerdings nur als Haltebremse dient, d.h. nur im Stillstand der Gesamtvorrichtung eingesetzt werden darf. Das Getriebe 42 nebst zuzuordnender Haltebremse

30, werden in vergleichbare Weise auch bei hydraulischen Drehantrieben (nicht dargestellt) eingesetzt.

- Die gezeigten Drehantriebe im Stand der Technik werden nicht nur durch
- 5 die gesteuerten oder geregelten Bewegungsabläufe belastet –also durch konstante Lasten oder Beschleunigungen und Verzögerungen im gewünschten Bewegungsablauf-, sondern auch durch dynamische äußere Lasten. Insbesondere bei Windenergieanlagen treten durch böige Winde und wechselnde Belastungen der Rotorblätter stark wechselnde Drehmomentbelastungen in den Azimutantrieben auf. Diese Wechselmomente können bei
- 10 hohen Windgeschwindigkeiten Spitzenwerte erreichen, die ein Mehrfaches der stationären Lastmomente betragen, die zur Verstellung der Rotorachsrichtung erforderlich sind.
- 15 Das vorhandene Spiel im Antriebsstrang führt bei derartigen Wechselmomenten zu erhöhten Belastungen des Antriebsstranges, zu Schlägen in den Verzahnungen, Lagern, Kupplungen, Wellen und anderer im Antriebsstrang liegender Komponenten, und damit zu Schäden und zum vorzeitigen Ausfall des gesamten Drehantriebes, weil die Wechselmomente innerhalb des
- 20 Spieles zum Voreilen und anschließenden Zurückschlagen der genannten Triebwerksteile anregen. Spiel im Antriebsstrang läßt sich nicht vermeiden und ist vorhanden als notwendiges Zahnflankenspiel zwischen Zahnkranz und Ritzel, sowie im Getriebe aber auch als Kupplungsspiel in den Kupplungen. Bei den heutigen sogenannten Azimutantrieben gemäß den Darstellungen nach den Fig. 1 und 2, versucht man das Spiel im Antriebsstrang
- 25 dadurch wirkungslos zu machen, dass die jeweilige Bremse 30 während eines Einstellvorganges nicht geöffnet wird, sondern mit dem zuordenbaren Bremsmoment „schleift“. Dieses Bremsmoment muss so hoch sein, dass Wechselmomentspitzen nicht zu einer Aufhebung der Spielfreiheit führen.

Dies wiederum, bedingt erheblich überdimensionierte Antriebsleistungen für die Antriebe, sei es in Form der Hydropumpe 18 (Fig. 1), sei es in Form der Elektroantriebsmotoren 16 (Fig. 2). Die durch den jeweiligen Antriebsstrang dann zu leitende überdimensionierte Antriebsleistung ist dann letzt-

5 endlich am Ende desselben wiederum in der Bremse 30 zu vernichten, was mit den genannten Verschleißproblemen einhergeht.

Die erfindungsgemäße Lösung ist nun dadurch charakterisiert, dass stets –also auch bei hohen Wechsellmomenten– die Spielfreiheit des Antriebes

10 gewährleistet ist, und dies ohne gezielte Vernichtung überschüssiger Energie stattfinden kann.

Die Fig. 3 zeigt ein erstes Ausführungsbeispiel in der Art eines Schaltplanes für einen solchen Antrieb, mit allen wesentlichen Komponenten. Ein Elektroantriebsmotor 16 treibt wiederum eine Hydropumpe 18 in der Art einer

15 Verstellpumpe an, die in einen quasi geschlossenen hydraulischen Kreislauf in beiden Richtungen fördern kann. Damit treibt sie dann jeweils einen Hydromotor 22 an, der über eine Welle 44 und das Antriebsrad 38, das Abtriebsrad 36 schwenkend antreibt, und zwar in den möglichen

20 Schwenkrichtungen gemäß Doppelpfeil 32. Der quasi geschlossene hydraulische Kreislauf ist nunmehr vorgespannt durch eine Pumpe 46 in der Art einer Speisepumpe. Die dahingehende Pumpe 46 oder Speisepumpe kann über eine Einspeiseleitung und Rückschlagventile 48 in den hydraulischen Kreislauf hineinfördern. Der Druck mit dem der hydraulische Kreislauf vor-

25 gespannt wird, ist durch die Einstellung des Speisedruckbegrenzungsventiles 24 wiederum vorgegeben. Steht die Hydropumpe 18 in Nullstellung und fördert in keine der beiden Stränge des hydraulischen Kreislaufes, dann herrscht in beiden zuordenbaren Hauptleitungen oder Strängen das durch die Einstellung des Speisedruckbegrenzungsventil 24 vorgegebene Druck-

niveau. Da der weitere zweite Anschluß des jeweiligen Hydromotors 22 mit dem Tank T verbunden ist, wird der hydraulische Kreislauf wie vorstehend definiert, quasi geschlossen bezeichnet. Da der Tankanschluß T nahezu drucklos ist (Umgebungsdruck), erzeugt die an den Hydromotoren 22
5 anliegende Druckdifferenz ein Drehmoment, das die Hydromotoren 22 über den Antriebsstrang 44, 38 auf den Antriebszahnkranz 34 des Abtriebrades 36 leiten.

Die beiden Hydromotoren 22 besitzen ein gleiches Schluckvolumen pro
10 Umdrehung, so dass sie unter gleichem Vorspanndruck ein gleich hohes Drehmoment erzeugen. Diese Drehmomente erzeugen aber keine Drehbewegung des Abtriebrades 36, weil die Hydromotoren 22 so installiert sind, dass ihre Drehmomente gegeneinander auf den Abtriebszahnkranz 40 und mithin auf das Abtriebsrad 36 einwirken, also aufgrund ihrer gegen-
15 überliegenden Lage sich aufheben. Sie spannen aber jedenfalls den Antriebsstrang beider Seiten so vor, dass eine völlig spielfreie Verbindung zwischen den Komponenten der genannten Antriebsstränge entsteht. Dabei ist es gleichgültig, ob das Spiel in den Verzahnungen und/oder in den entsprechenden Kupplungen zu „verdrängen“ ist, was nachstehend noch bei Aus-
20 führungsbeispielen nach der Fig. 4 näher erläutert werden wird.

Wirkt in diesem Zustand ein äußeres Moment z. B. durch Windkräfte auf die Gondel einer Windkraftanlage ein, so erzeugt es je nach Wirkrichtung bei dem Hydromotor 22, der bereits unter Vorspannung ein entgegengesetzt wirkendes Moment erzeugt, eine Erhöhung dieses Momentes. Dabei
25 stützt sich der Hydromotor 22 auf der Ölseite im hydraulischen Kreislauf zur Hydropumpe 18 hin ab, sowie zum jeweiligen Rückschlagventil 48 in der Einspeiseleitung. Dabei steigt der Druck in der Leitung entsprechend dem äußeren Moment an. Erst wenn dieser Druck, den durch die Sekundär-

Druckbegrenzungsventile 26 (Maximal-Druckbegrenzungsventile) vorgegebenen Wert übersteigen würde, würde das jeweils zuordenbare, Sekundär-Druckbegrenzungsventil 26 öffnen, und es entstünde eine nennenswerte Bewegung für das Abtriebsrad 36. Der zweite Hydromotor 22, dessen

5 Drehmoment in der gleichen Richtung wirkt wie das äußere Moment, erfährt keine Belastungsänderung, da die erste oder Speisepumpe 46 den Vorspanndruck aufrechterhält. Damit bleibt auch die spielfreie Verbindung auf dieser ansonsten unbelasteten Seite des Antriebsstranges vollumfänglich erhalten.

10

Zur Einstellung der genannten Gondel, die an dem Abtriebsrad 36 angreift, wird in Abhängigkeit der gewünschten Dreh- oder Schwenkrichtung die Hydropumpe 18 entsprechend betätigt. Lastmomente entgegen der Drehrichtung bewirken nun einen Anstieg des Druckes in der Leitung zu den

15 zuordenbaren Hydromotoren 22, in welche die Pumpe 18 fördert, während auf der Saugseite der Pumpe 18 der Druck durch das Speisedruckbegrenzungsventil 24 bestimmt ist. In diese Saugleitung fördert in diesem Zustand auch der Hydromotor 22, der ein konstantes Drehmoment entgegen der Bewegungsrichtung erzeugt. Er wirkt nun als Pumpe, der seine Antriebsleistung vom Zahnkranz 34 des Abtriebsrades 36 erhält. Die Hydropumpe 18 muss nun abgesehen von den nicht vermeidbaren volumetrischen und hydraulisch-mechanischen Verlusten eines solchen Antriebes nur die Leistung aufbringen, die durch die, während der Antriebsbewegung auftretenden Lastmomente erforderlich ist.

25

Die Auslegung der Antriebe ist nun so vorzunehmen, dass Lastmomentspitzen in oder entgegengesetzt zur Drehrichtung nicht oder nur ganz kurzzeitig zum Ansprechen der Sekundärdruckbegrenzungsventile 26 führen. Damit ist sichergestellt, dass unkontrollierte Bewegungen nicht auftreten kön-

nen. Durch stetige Einspeisung über die Einspeisepumpe 46 ist sichergestellt, dass das Spiel aus den Antriebssträngen vollständig herausgenommen ist.

- 5 Beim Ausführungsbeispiel nach der Fig. 4 ist ein vergleichbarer Aufbau realisiert wie bei dem Ausführungsbeispiel nach der Fig. 3 mit der Maßgabe, dass zwischen die Hydromotoren 22 und den Antriebsrädern 38 ein Zwischengetriebe 42 geschaltet ist, dass nach beiden Richtungen hin Kupplungen 28 aufweist. Ferner ist eine Bremseinrichtung 30 vorgesehen, die auf
10 den dahingehenden Antriebsstrang einwirkt, um im Stillstand der Vorrichtung den jeweiligen Antriebsstrang stillzusetzen. Ansonsten ist die dahingehende Funktionsweise des Ausführungsbeispiels nach der Fig. 4 entsprechend wie vorstehend für das Ausführungsbeispiel nach der Fig. 3 beschrieben.

15

- Das Ausführungsbeispiel gemäß der Darstellung nach der Fig. 5 ist insbesondere bezogen auf die Antriebsstränge vergleichbar ausgelegt, wie das Ausführungsbeispiel nach der Fig. 4. Das neue Ausführungsbeispiel ist insoweit gegenüber den vorangegangenen Ausführungsbeispielen ergänzt, als
20 zwischen die beiden Hydromotoren 22 in den hydraulischen Kreis ein 3/2-Schaltventil 50 eingebracht ist. An den Anschlußstellen 52a und 52b ist über Rückschlagventile 48 das Druckbegrenzungsventil 54 angeschlossen, dessen Ablaufanschluß ebenso über Rückschlagventile 48 zu den Anschlüssen 52c und 52d führt. Des weiteren ist der Ablaufanschluß mit Nieder-
25 druckkreislauf der Speisepumpe 46 verbunden, dessen Druck durch das Druckbegrenzungsventil 24 vorgegeben ist. Darüber hinaus ist das Schaltventil 50 an seiner gegenüberliegenden Seite, mittels einer weiteren Anschlußleitung 56 an ein weiteres Druckbegrenzungsventil 58 anschließbar, dessen Einstelldruck niedriger ist, als der Einstelldruck des Druckbegren-

zungsventiles 24. Wird das Schaltventil 50 nicht betätigt, und bleibt in seiner gesperrten Stellung gemäß der Darstellung nach der Fig. 5, ist es möglich mit den dahingehenden Druckbegrenzungsventilen 54, 26 die Hydromotoren gegen Überlast zu sichern, beispielsweise auf den aufgezeigten

5 Maximaldruck von 400 bar. Die in der Fig. 5 angegebenen Druckwerte in bar sind nur beispielhaft zu sehen, und können in Abänderung entsprechend auch andere Werte annehmen.

Wird das Ventil 50 betätigt, sind die beiden Hydromotoren 22 fluidführend

10 miteinander verbunden, und im übrigen über das Druckbegrenzungsventil 58 an den Tank T angeschlossen. Auf diese Art und Weise läßt sich das System mit Fluid spülen, um dergestalt Verschmutzungen auf die Tankseite T hin austragen zu können. Die Speisepumpe 46 kann darüber hinaus intern in einen Hydrospeicher 60 Druckmedium einbringen, so dass insoweit eine

15 Speichermöglichkeit geschaffen ist, um die Hydromotoren 22 entsprechend mit unter Druck stehendem Fluid größerer Menge versorgen zu können. Des weiteren verfügt die dahingehende Lösung, über eine als Ganzes mit 62 bezeichnete externe Druckversorgung zur Erzeugung der Vorspannung, die über ein Druckbegrenzungs-ventil 64 abgesichert ist, und im übrigen

20 eine Druckversorgung über den weiteren internen Hydrospeicher 66 sicherstellen kann. Auf diese Art und Weise läßt sich eine Notversorgung für die Vorspannfunktion erreichen, wenn der Hauptantriebsstrang 16, 18, 46 ausfallen sollte. Auch mit den Ausführungsbeispielen nach den Fig. 4 und 5 läßt sich ein spielfreier- und verlustarmer Dreh- oder Schwenkantrieb reali-

25 sieren.

Bei den bisher aufgezeigten Lösungen ist eine sogenannte dezentrale Einspeisung realisiert, die von ihrem Grundprinzip her in der Fig. 6 wiedergegeben ist. Das nutzbare Drehmoment der Hydromotoren 22, ist proportio-

- nal der anliegenden Druckdifferenz $p_4 - p_1$. Ferner ist bei der dezentralen Einspeisung der niedrigere der beiden Drücke gleich dem Einspeisedruck. Wenn also wegen hoher Lastmomente eine hohe Vorspannung benötigt wird, um stets spielfrei zu sein, dann ist das nutzbare Moment entsprechend
- 5 um den Betrag des Einspeisedruckes reduziert. Dabei ergeben sich die folgenden physikalischen Zusammenhänge:

Resultierendes Nutz-Drehmoment

10 $M_N = ((p_4 - p_3) + (p_2 - p_1)) * V / 2 / \pi$
 Mit $p_2 = p_3 \approx 0$ und $p_1, p_4 < p_{\max}$
 $M_N = (p_4 - p_1) * V / 2 / \pi$

Vorspannmoment

15 $M_{sp} = p_{sp} * V / 2 / \pi$

Maximales Nutz-Drehmoment

20 $M_{N\max} = (p_{\max} - p_{sp}) * V / 2 / \pi$

- Bei vergleichbaren Systemvoraussetzungen weist eine zentrale Einspeisung gemäß der Darstellung nach der Fig. 7 die vorstehend beschriebene Einschränkung nicht auf, nämlich dass für einen spielfreien Betrieb das nutzba-
- 25 re Moment entsprechend um den Betrag des Einspeisedruckes reduziert ist. Bei der zentralen Einspeisung wird im Gegensatz zu der dezentralen Einspeisung der Einspeisedruck zentral zwischen die beiden Hydromotoren 22 gemäß der Darstellung nach der Fig. 7 zugeführt. Bei der dahingehenden

- Ausführung kann der Mitteldruck sehr hoch gewählt werden ohne das Nutzdrehmoment einzuschränken, so dass das zentrale Einspeisesystem sinnfälliger Weise auch als Hochdruckspeisesystem bezeichnet werden kann. Die Einspeisung des hohen Druckes zentral zwischen die beiden Hydromotoren 22 bewirkt ein gleich großes Drehmoment, das entgegengesetzt gerichtet ebenso den Antriebsstrang vorspannt, so dass er spielfrei ist. Insbesondere Anwendungen, deren Lastmomentspitzen durch äußere Belastungen das erforderliche Nutzmoment zur Erzeugung der Einstellbewegung bei weitem übersteigen, lassen sich so durch einen stets spielfreien Antriebsstrang sicher beherrschen.

Die Systemverhältnisse für eine zentrale Einspeisung stellen sich wie folgt dar:

15 Resultierendes Nutz-Drehmoment

$$M_N = ((p_4 - p_3) + (p_2 - p_1)) * V / 2 / \pi$$

$$\text{Mit } p_2 = p_3 \approx p_{sp} \quad \text{und } p_1, p_2, p_3, p_4 < p_{max} \quad \text{und } p_1, p_4 < p_{sp}$$

$$M_N = (p_4 - p_1) * V / 2 / \pi$$

20

Vorspannmoment

$$M_{sp} = p_{sp} * V / 2 / \pi$$

25 Maximales Nutz-Drehmoment

$$M_{Nmax} = p_{max} * V / 2 / \pi$$

Damit in den Hauptleitungen zwischen der Hydropumpe 18 und den beiden Hydromotoren 22 kein schädlicher Unterdruck entsteht, können die Hauptleitungen über Nachsaugeventile (nicht dargestellt) mit dem Tank T verbunden sein. Statt der Nachsaugeventile kann auch eine Niederdruckspeisepumpe 68 gemäß dem Ausführungsbeispiel nach der Fig. 8 eingesetzt sein, die einen spielfreien, verlustarmen, hydraulischen Drehantrieb mit zentraler Hochdruckeinspeisung und dezentraler Niederdruckeinspeisung betrifft und insoweit eine Weiterausgestaltung der Lösung nach der Fig. 4 darstellt, mit nur dezentraler Druckeinspeisung.

10

Der Antrieb gemäß der Darstellung nach der Fig. 8 besitzt ähnlich wie bei dem Ausführungsbeispiel nach der Fig. 4 zusätzliche Getriebe 42 im Antriebsstrang, die über Kupplungen 28 mit dem jeweiligen Hydromotor 22 und dem zuordenbaren Ritzel (Antriebsrad 38) verbunden sind. Außerdem ist wiederum jeder Antriebsstrang mit einer Bremse 30 ausgestattet, die als Haltebremse ausgeführt ist. Mit der dahingehenden Ausführung kann die Haltebremsfunktion auch bei abgeschaltetem Antrieb erfüllt werden. Nach dem Abbremsen durch den Antrieb (Betriebsbremsfunktion) läßt man die Haltebremse 30 bei vorgespannten Antriebssträngen einfallen. Dadurch wird die Gondel (Abtriebsrad 36) spielfrei und vorgespannt in Position gehalten.

20

In die Hochdruckeinspeiseleitung 70, die mit ihrem einen Ende in eine Verbindungsleitung zwischen die beiden Hydromotoren 22 mündet, fördert eine druckgeregelte Hochdruckspeisepumpe 72 Fluid vom Tank kommend unter hohem Druck ein, wobei über ein Rückschlagventil 48 der Rückfluß von den beiden Hydromotoren 22 zur Speisepumpe 72 gesperrt ist. Diese in der Fig. 8 dargestellte Hochdruck- Speisedruckregeleinrichtung 74 kann anstelle eines Speisedruckbegrenzungsventiles eingesetzt sein, was den

25

Vorteil mit sich bringt, dass nur soviel Speiseölstrom eingesetzt wird wie notwendig ist.

- Da die Höhe der Wechselmomente, die auf einen Drehantrieb für die Azimutbewegung einer Windenergieanlage einwirken, sehr starken Schwankungen unterliegen kann, was mehrfach ermittelt wurde und was auch zeitlich begrenzt vorhersagbar ist entsprechend der zu erwartenden Wetterlage, ist es sinnvoll, die Höhe der Vorspannung im Antriebsstrang den zu erwartenden Wechselmomenten anzupassen. Das hat den Vorteil, dass in Zeiten sehr niedriger Wechselmomente auch nur mit niedriger Vorspannung gearbeitet wird, und bei beispielsweise zu erwartenden Orkanböen mit sehr hoher Vorspannung. Dadurch werden sowohl die Zahnflanken als auch andere proportional zur Vorspannung belastete Teile nur so stark wie nötig belastet als auch das Auftreten von Spiel selbst bei stärksten Belastungen verhindert.

P a t e n t a n s p r ü c h e

1. Vorrichtung zum Antrieb bewegbarer mechanischer Komponenten (10; 12a, b, c), von denen mindestens zwei (10; 12a, b, c) in Wirkver-
5 bindung derart miteinander stehen, dass mittels der einen Komponente (12a, b, c) die andere Komponente (10) antreibbar ist, wobei zwischen den genannten beiden Komponenten (10; 12a, b, c) ein Spiel besteht, dadurch gekennzeichnet, dass mittels einer hydraulischen Einrichtung (14) zumindest diese beiden Komponenten (10; 12a, b, c) derart gegen-
10 einander bewegt oder verspannt sind, dass das vorhandene Spiel zwischen diesen Komponenten (10; 12a, b, c) beseitigbar ist.
2. Vorrichtung nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, dass die eine mechanische Komponente (10) ein zumindest teilweise mit einem An-
15 triebszahnkranz (34) versehenes Abtriebsrad (36) ist und dass die jeweilige andere Komponente (12a, b, c) ein Antriebsrad (38) ist, das zumindest teilweise mit einem Abtriebszahnkranz (40) versehen ist.
3. Vorrichtung nach Anspruch 2, dadurch gekennzeichnet, dass an gegen-
20 überliegenden Seiten des Abtriebrades (36) jeweils ein Antriebsrad (38) angeordnet ist, die in gegenläufiger Drehrichtung zueinander mit ihren Teilen an Abtriebszahnkränzen (40) in Eingriff sind mit Teilen des Antriebszahnkranzes (34) des Abtriebrades (36).
4. Vorrichtung nach einem der Ansprüche 1 bis 3, dadurch gekennzeich-
25 net, dass die hydraulische Einrichtung (14) eine erste Pumpe (46) aufweist, die mit einem vorgebbaren Speisedruck Teile eines hydraulischen Kreises vorspannt, an dem mindestens ein Hydromotor (22a, b, c) ange-

geschlossen ist, der in Wirkverbindung mit der ihm zuordenbaren mechanischen Komponente (12a, b, c) steht.

5. Vorrichtung nach Anspruch 4, dadurch gekennzeichnet, dass neben der ersten Pumpe (46) eine weitere zweite Pumpe (18) in den hydraulischen Kreis geschaltet ist, die mit einem einstellbaren Förderstrom dem Antrieb der mechanischen Komponenten (10; 12a, b, c) dient.
6. Vorrichtung nach Anspruch 4 oder 5, dadurch gekennzeichnet, dass der Hydromotor (22) direkt das Abtriebsrad (36) antreibt oder über ein Zwischengetriebe (42).
7. Vorrichtung nach Anspruch 5 oder 6, dadurch gekennzeichnet, dass beide Pumpen (18, 46) von einem gemeinsamen Antriebsmotor (16) antreibbar sind.
8. Vorrichtung nach Anspruch 6 oder 7, dadurch gekennzeichnet, dass zwischen den beiden Hydromotoren (22) in den hydraulischen Kreis ein Schaltventil (50) eingebracht ist und dass mittels Anschlußstellen (52a, b) ein Druckbegrenzungsventil (54) anschließbar ist.
9. Vorrichtung nach Anspruch 8, dadurch gekennzeichnet, dass das Schaltventil (50) mittels einer weiteren Anschlußleitung (56) an ein weiteres Druckbegrenzungsventil (58) anschließbar ist, dessen Einstelldruck niedriger ist als der Einstelldruck des ersten Druckbegrenzungsventils (24).

10. Vorrichtung nach einem der Ansprüche 1 bis 8, dadurch gekennzeichnet, dass die hydraulische Einrichtung mittels einer externen Druckversorgung (62) und/oder mit mindestens einem internen angeschlossenen Hydrospeicher (60) des hydraulischen Kreises mit Druckmedium eines vorgebbaren Druckes versorgbar ist.
- 5
11. Vorrichtung nach einem der Ansprüche 1 bis 10, dadurch gekennzeichnet, dass der Vorspanndruck zentral oder dezentral aufbringbar ist.

Z u s a m m e n f a s s u n g

1. Vorrichtung zum Antrieb bewegbarer mechanischer Komponenten.

5

2. Die Erfindung betrifft eine Vorrichtung zum Antrieb bewegbarer mechanischer Komponenten 10; 12a, b, von denen mindestens zwei 10; 12a, b in Wirkverbindung derart miteinander stehen, dass mittels der einen Komponente 12a, b die andere Komponente 10 antreibbar ist, wobei zwischen den genannten beiden Komponenten 10; 12a, b ein Spiel besteht. Dadurch, dass mittels einer hydraulischen Einrichtung 14 zumindest diese beiden Komponenten 10; 12a, b derart gegeneinander bewegt oder verspannt werden, ist das vorhandene Spiel zwischen diesen Komponenten 10; 12a, b beseitigbar.

10

15

3. Fig. 3

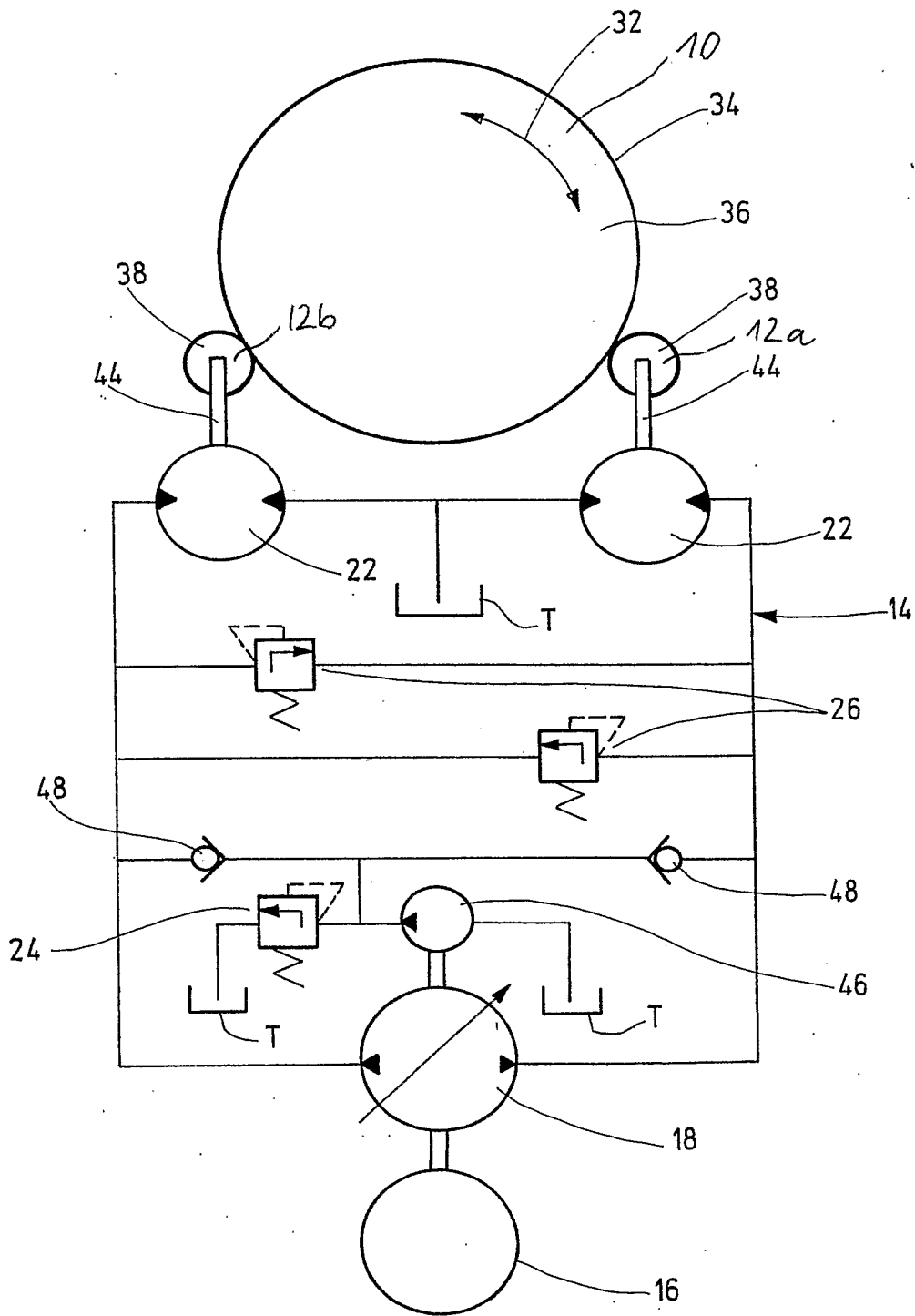


Fig.3

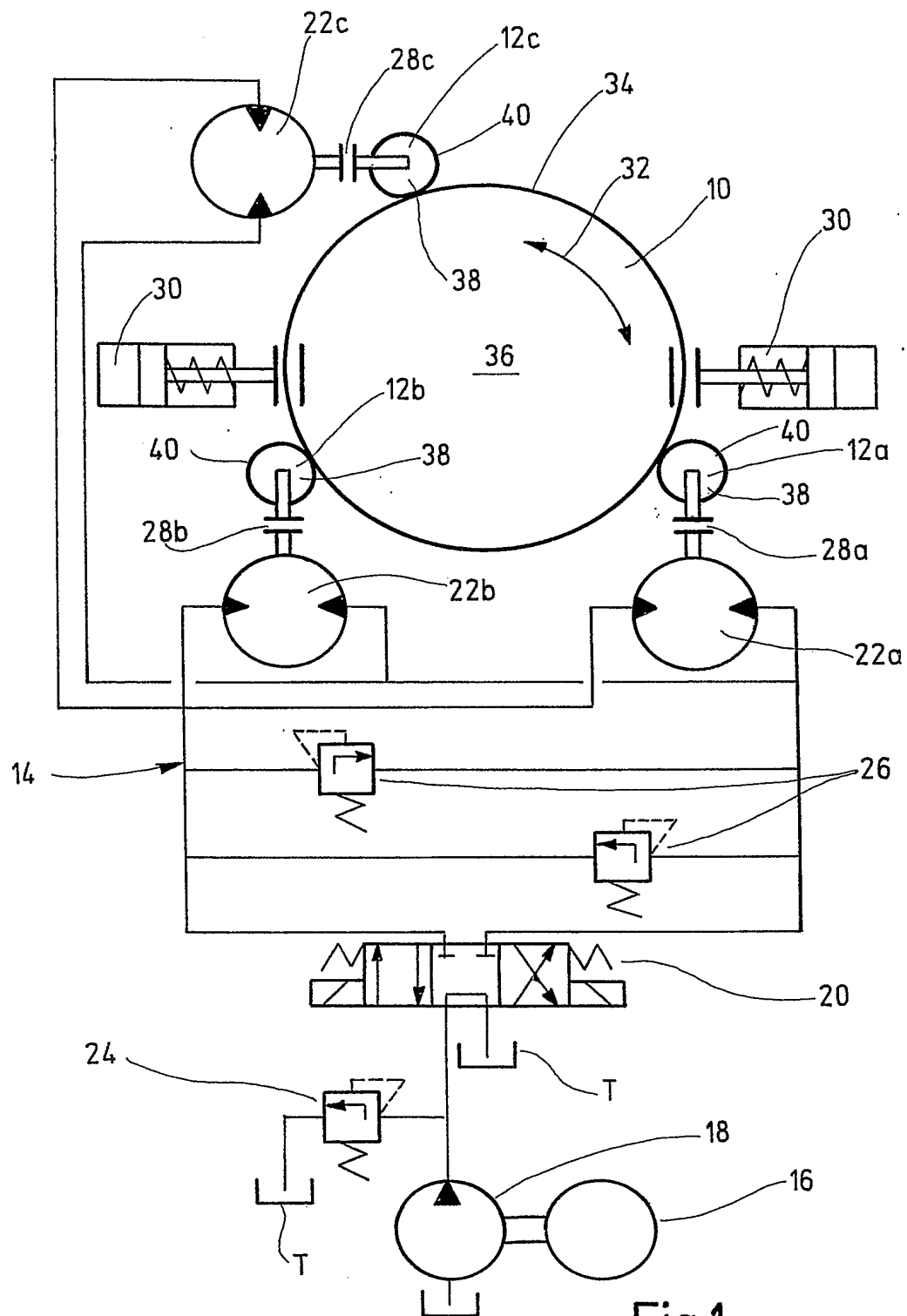
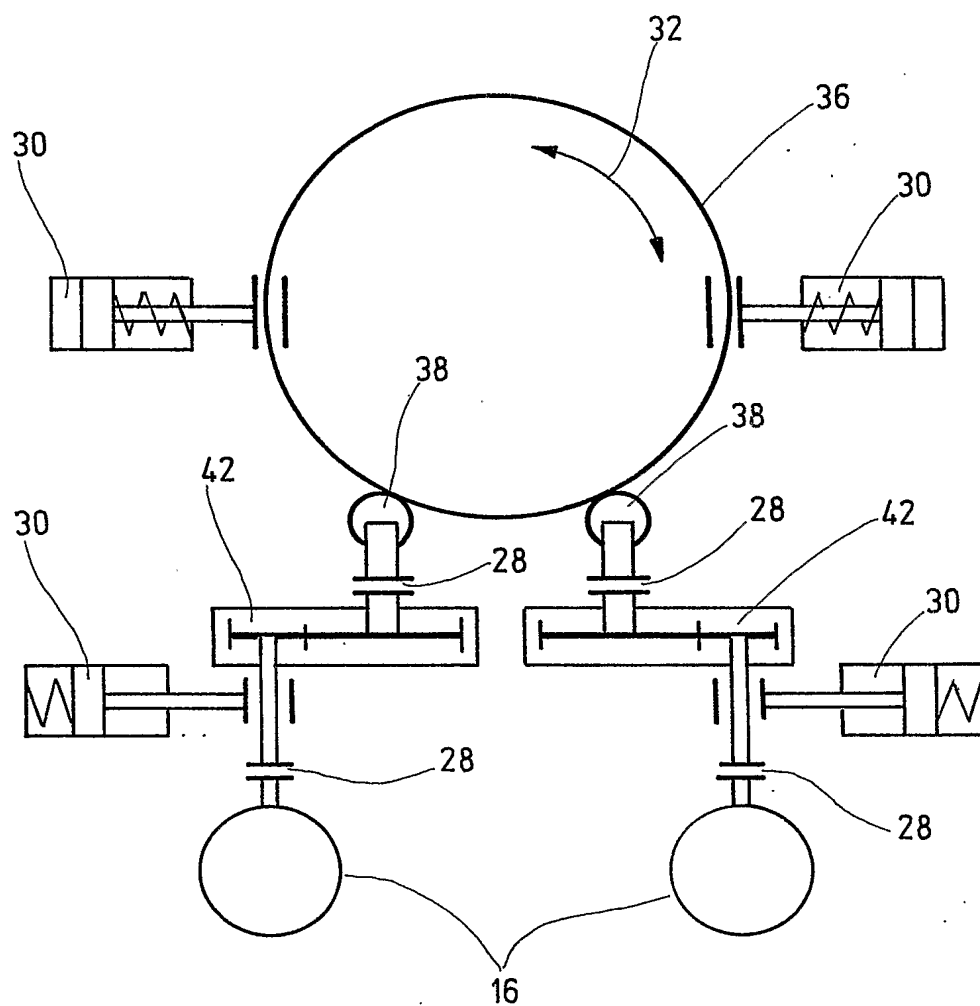


Fig.1

Stand der Technik



Stand der Technik Fig.2

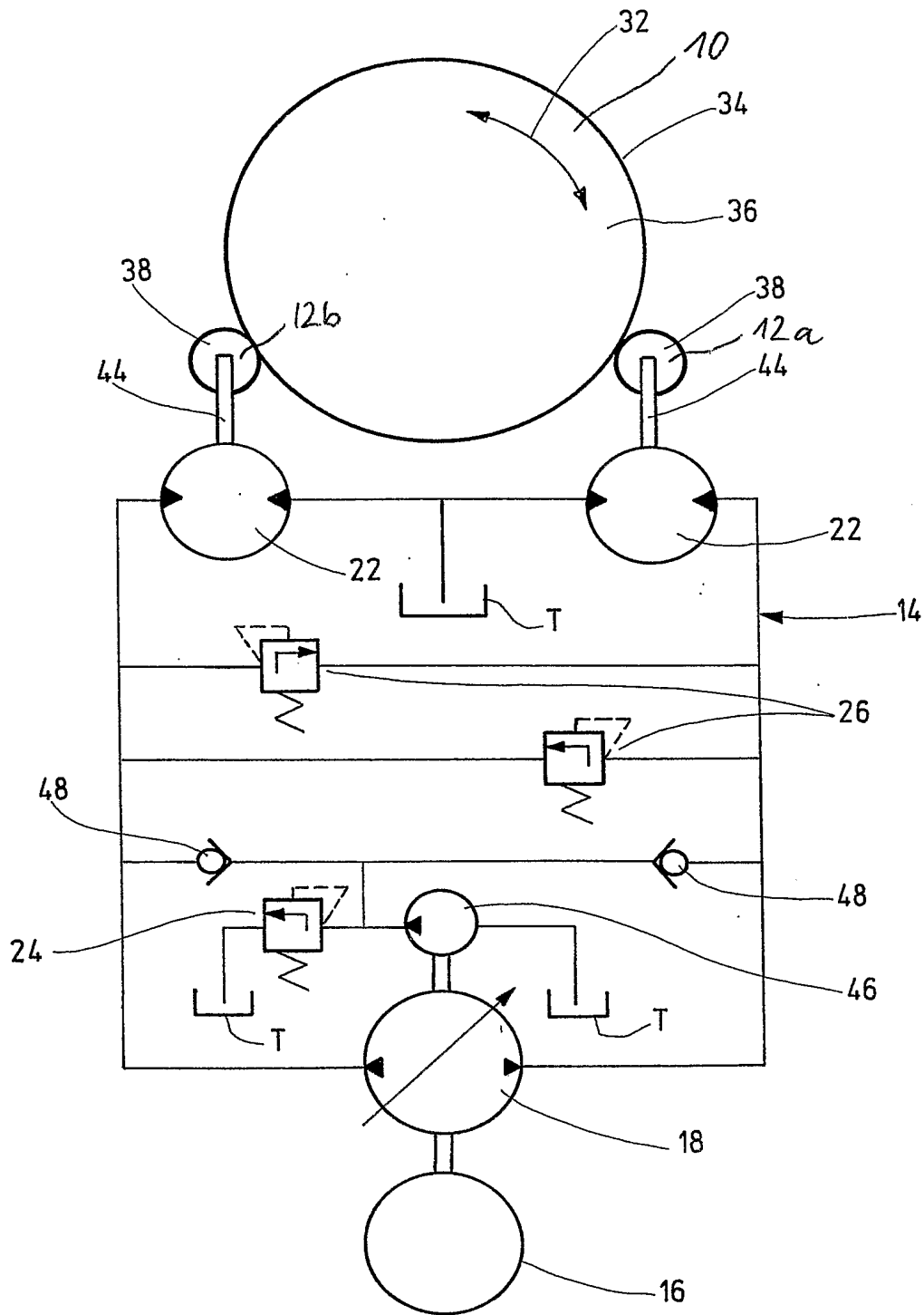


Fig.3

4 / 5

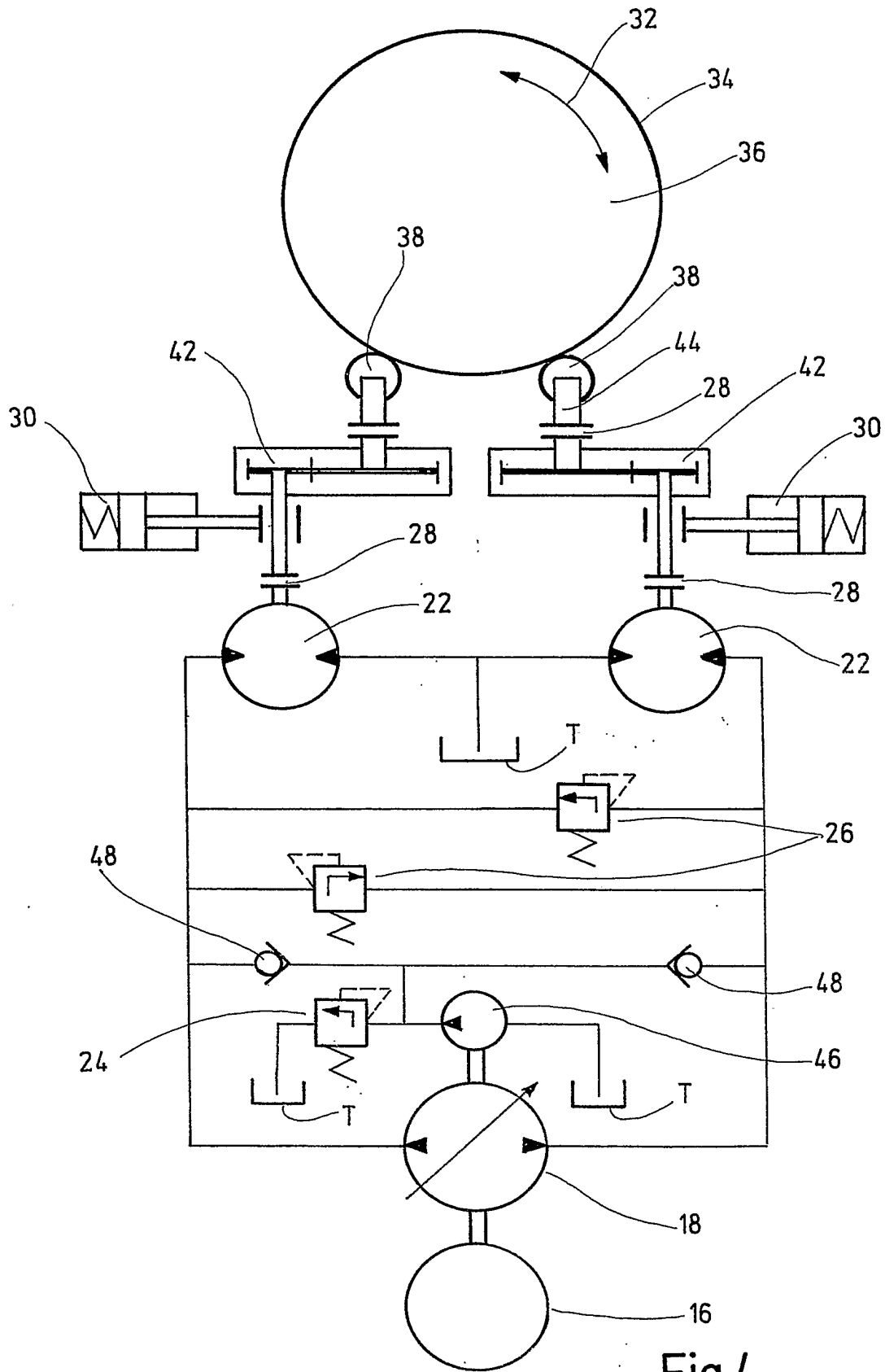
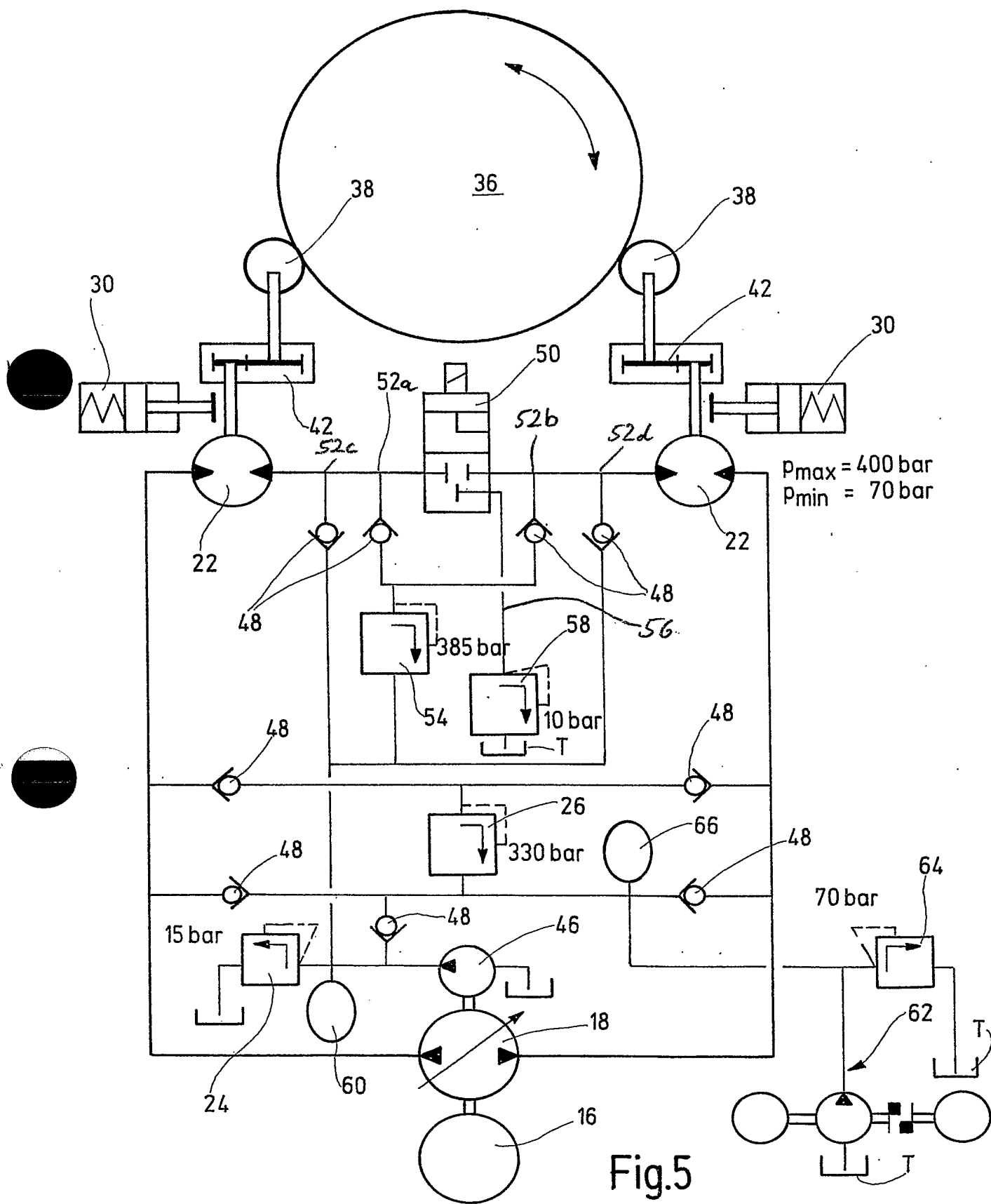


Fig.4



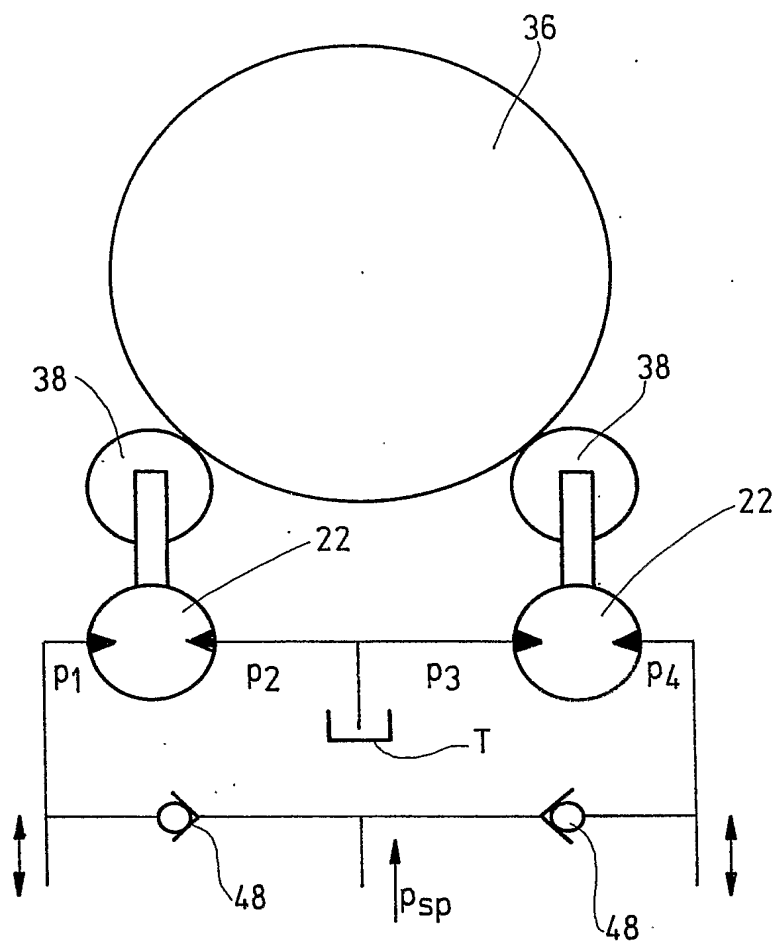


Fig.6

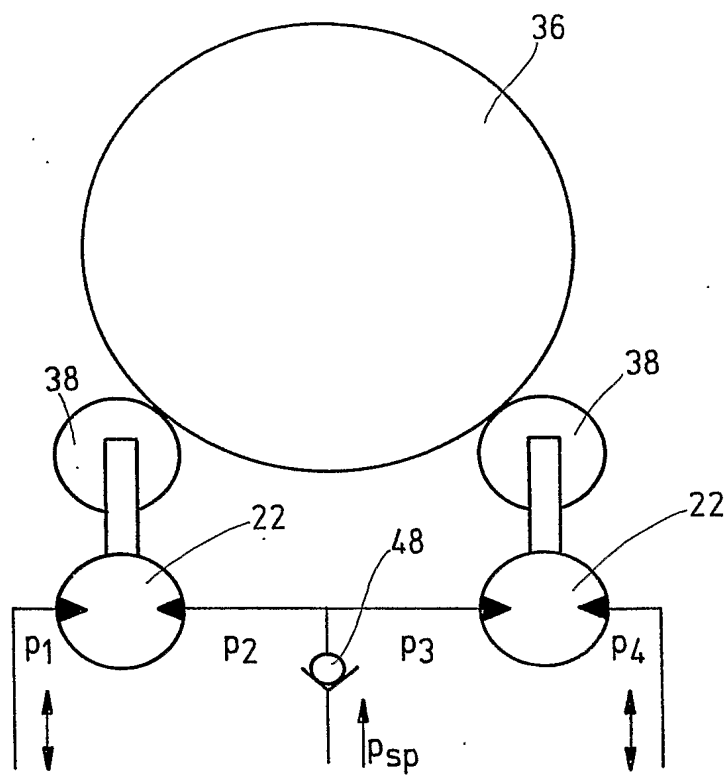


Fig.7

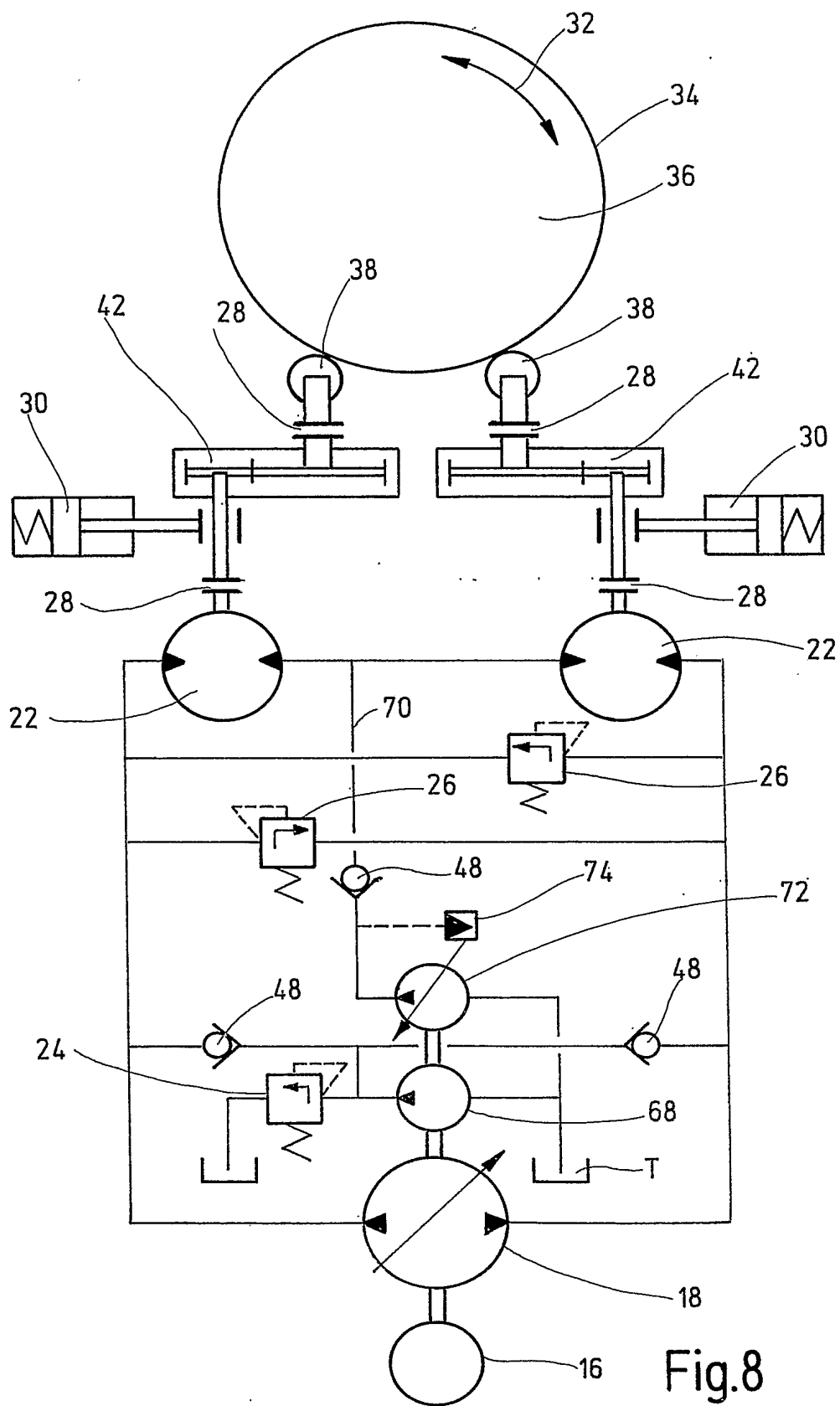


Fig.8